熔盐堆用 U 型管壳式换热器的传热与流动特性模拟分析

崔蕾[1,2]　陈玉爽[1]　李启明[1]　钟雨[1,2]　孙强[1,2]　郭威[1]　蔡翔舟[1]

1（中国科学院上海应用物理研究所　上海　201800）

2（中国科学院大学　北京　100049）

摘要　为更好的理解和掌握熔盐换热器的运行特征，并给熔盐堆中换热器的设计和运行累积经验，本文以美国橡树岭国家实验室 10MWt 熔盐实验堆（MSRE）用的主换热器为研究对象，基于该换热器的设计参数，应用管壳式换热器的理论计算方法(包括 Kern 方法和 Bell-Delaware 方法)、换热器设计软件 HTRI Xchanger Suite 和计算流体力学方法（Computational Fluid Dynamics, CFD）对换热器的关键性能指标（如换热系数、压降和换热功率）分别进行了计算分析，并与 MSRE 主换热器的实验数据进行比较分析。结果表明：两种理论计算方法（Kern 方法、Bell-Delaware 方法）、HTRI 软件及 CFD 仿真模拟的结果与实验结果的差异均在可接受范围内，其中 Kern 方法与 MSRE 实验所得的换热量相差最大、约为 15%，HTRI 软件模拟与 MSRE 实验所得的总换热系数相差最小、为 0.16%；理论计算方法、换热器设计软件及 CFD 仿真均不同程度适用于熔盐-熔盐换热器设计，且 CFD 仿真还可对换热器内部传热和流动细节进行直观描述。

关键词　熔盐换热器；Kern 方法；Bell-Delaware 方法；HTRI Xchanger Suite；CFD 仿真

中图分类号　TL33

DOI:

Simulation analysis of heat transfer and flow characteristics of a U-tube heat exchanger in a molten salt reactor

CUI Lei[1,2]　CHEN Yushuang[1]　LI Qiming[1]　ZHONG Yu[1,2]　SUN Qiang[1,2]　GUO Wei[1]　CAI Xiangzhou[1]

1(*Shanghai Institute of Applied Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China*)

2(*University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*)

Abstract　**[Background]**: The primary heat exchanger (PHX) used in the 10MWt Molten Salt Reactor Experiment (MSRE) at Oak Ridge National Laboratory (ORNL), is a U-tube heat exchanger, where the shell side (hot side) contains the fuel salt from the primary loop, while the tube side (cold side) carries the coolant salt from the secondary loop. **[Purpose]**: This study aims to deepen the understanding and mastery of the operational characteristics of molten salt heat exchangers, and to accumulate experience in their design and operation within molten salt reactors. **[Methods]**: the MSRE-PHX is modeled based on the design parameters, theoretical calculations for shell and tube hear exchanger (Kern method and Bell-Delaware method), software simulation (HTRI Xchanger Suite) and computational fluid dynamics (CFD) simulation are performed, critical performance metrics, such as the heat transfer coefficient, the pressure drop, and the heat transfer power, are obtained and compared to the MSRE operation data. **[Results]**: The findings indicate that the

基金名称项目(批准文号) 资助　1：甘肃省科技重大专项“钍基熔盐堆关键装备与技术开发”，项目编号 23ZDGH001；2：中国科学院战略先导专项（NO. XDA02010000）

第一作者：崔蕾，女，1993 年出生，2015 年毕业于东南大学，现为博士研究生，研究领域为反应堆热工水力

通讯作者：陈玉爽，E-mail: chenyushuang@sinap.ac.cn；蔡翔舟，E-mail: caixiangzhou@sinap.ac.cn.

收稿日期：20XX-00-00，修回日期：20XX-00-00

discrepancies from theoretical calculations, HTRI software, and CFD simulations, are all within acceptable margins to the experimental data. Notably, the greatest variance was found with the Kern method, which showed a deviation in heat transfer quantity of about 15%, while the smallest discrepancy was observed in the overall heat transfer coefficient calculated using HTRI software, differing by merely 0.16% from the experimental data; **[Conclusions]**: All of the methods are suitable and applicable for designing and studying a molten salt shell and tube heat exchanger; moreover, the CFD simulation can provide fine localized details of the heat transfer and flow of the molten salt fluid. This offers substantial theoretical support and practical guidance for the future design and improvement of molten salt heat exchangers.

Key words Molten Salt Heat Exchanger, Kern Method, Bell-Delaware Method, HTRI Xchanger Suite, CFD Simulation

随着全球能源需求的不断增长和环境问题的日益突出，开发安全、高效、清洁的新型核能系统已成为国际核能界的共识。在第四代反应堆中，熔盐堆因其固有的安全性、高热效率和多功能性备受关注[1]。熔盐堆可在 700℃以上的高温条件下运行，实现高效紧凑的布雷顿循环发电，其理论发电效率有望达到 44%，远高于传统压水堆 33%左右的效率水平[2]。

换热器是熔盐堆系统中的关键设备之一，其性能直接影响着熔盐堆的安全性、经济性和可靠性[3]。在液态燃料熔盐堆中，含有裂变材料的燃料盐在一回路中循环流动，通过主换热器（Primary Heat Exchanger, PHX）将热量传递给二回路冷却盐。这一过程不仅涉及高温下的材料和结构安全，还涉及复杂的热力学和流体力学问题。因此，对熔盐换热器中流动与传热特性的研究至关重要。

熔盐的热物性，包括密度、粘度、比热容和热导率等，是换热器设计的关键参数。在 20 世纪的熔盐堆实验（Molten Salt Reactor Experiment, MSRE）等项目中，美国橡树岭国家实验室（Oak Ridge National Laboratory, ORNL）对多种熔盐体系进行了详细测定，为后续研究提供了基础数据[4-6]。但由于当时实验条件的限制，许多实验数据的可靠性不足。近年来，随着熔盐堆研究的复兴，熔盐热物性再次成为关注的焦点。研究人员通过实验测量与相图计算相结合的方法，获得了更加可靠和完善的熔盐物性数据[7]。

熔盐换热器的设计离不开对熔盐传热与流动特性的深入认识。已有的实验和数值模拟结果表明，在湍流和过渡流域，熔盐在圆管内的对流换热特性与经典关联式预测吻合较好，但关于熔盐换热器内部复杂传热过程的实验数据还相对匮乏，主要集中在太阳能应用领域，且工质以运行温度范围较低的 HITEC 熔盐为主[8-13]。目前关于熔盐堆中高温运行的熔盐-熔盐换热器的实验报道最为详尽的是 MSRE 项目中的主换热器（MSRE-PHX）[14]。该换热器是一台管壳式熔盐-熔盐换热器，运行温度范围为 538-663℃。其壳侧（热侧）工质为一回路中的燃料盐，管侧（冷侧）工质为二回路中的冷却盐，在超过 13000 小时的实验期间稳定运行，没有出现任何传热性能下降或发生故障的现象。

遗憾的是，尽管 MSRE 项目为熔盐堆技术的发展提供了重要数据，在 MSRE 项目结束后的半个多世纪里，以 MSRE-PHX 为对象的深入研究鲜有报道。近期，来自瑞典的 Malcolm Akner[15]基于 MSRE-PHX 的技术文档、Onshape 和 Simscale 等开源软件对 MSRE-PHX 进行了建模和数值模拟，研究了计算流体力学（Computational Fluid Dynamics, CFD）技术在熔盐传热行为预测中的适用性，为工业界采用数值方法模拟熔盐换热器性能提供了有益参考，但也指出 MSRE 历史文献中的相关数据存在较大的不确定性。此外，国内外学者对熔盐堆换热器的实际运行特性与模拟分析研究还包括：中山大学的 He 等[16]对 HITEC 盐在无折流板管壳式换热器中的壳侧流动进行了实验，HITEC 盐的雷诺数控制在 400-2300 内，实验结果表明，熔盐在壳侧的传热系数是 Sieder-Tate 关联式预测值的 3~5 倍，其原因可能是壳侧管束结构形成了薄的边界层，从而增强了传热性能。钱进等[17]基于钍基熔盐堆系统设计和建造了熔盐换热器实验系统，以 HITEC 盐为工质开展了翅片管式熔盐-气体换热器，圆管熔盐-气体换热器，以及管壳式熔盐-熔盐换热器的原型试验件的传热实验研究，研究结果表明管侧 HITEC 盐在过渡流和湍流区间的对流传热特性与传统经验关系式吻合良好，层流区间实验数据偏差超过 30%；壳侧 HITEC 盐的对流传热特性与导热油则存在明显的差别。陈玉爽等[18-21]基于 Ansys workbench 协同仿真软件平台，对比了 300kW 的 U 型管式熔盐换热器实验数据和仿

真结果，并采用流热固耦合方法分析了的温度场与应力场，验证了 CFD 流体仿真结果的准确性。

总的来说，关于熔盐堆中换热器的研究仍然较为有限，特别是在其传热与流动特性的模拟分析方面。本研究旨在通过应用现代计算工具，如计算流体力学软件和换热器设计程序（如 HTRI Xchanger Suite），结合传统的换热器设计方法（如 Kern 方法和 Bell-Delaware 方法），对 MSRE-PHX 进行详细的传热与流动特性分析。本文将比较这些方法的计算结果与 MSRE 的历史运行数据，验证这些工具在高温熔盐环境下的适用性和准确性。

1　MSRE-PHX 设计和运行参数

1.1　结构参数

图 1 为美国橡树岭国家实验室 10MWt 熔盐堆用的主换热器 MSRE-PHX 的示意图。其原始设计于 1961 年完成，设备制造于 1963 年完成，于 1964 年进行了部分改造，此后即作为 MSRE 系统的关键设备正式运行。MSRE-PHX 采用经典的管壳式换热器结构，其壳体与水平面呈上倾 3° 布置，这样可以利用重力使燃料盐从壳侧排出，同时也有利于换热器的安装和维护；其管侧采用 U 形管束，结构简单紧凑、热补偿性能好。管束上加装了单弓形折流板，以增加换热面积，提高换热效率，同时也减少了管束的振动和应力。结构参数见表 1[22]。

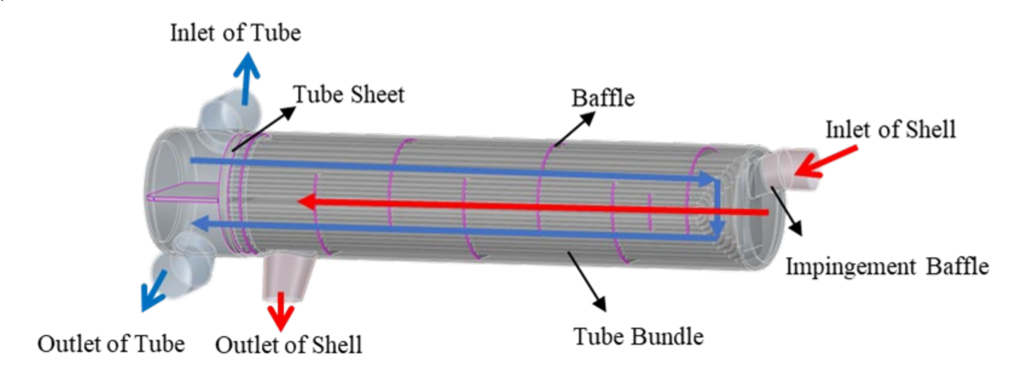


图 1　MSRE-PHX 的结构示意图
Fig. 1　Structure diagram of MSRE-PHX

表 1　MSRE-PHX 的结构参数
Table 1　Structural parameters of MSRE-PHX

参数 Parameter	值 Value
折流板间距 Baffle spacing / mm	304.8
折流板厚度 Baffle thickness / mm	6.4
总壳长 Overall shell length / m	2.4384
壳侧内径 Inner diameter of shell / mm	406.4
平均管长 Average tube length / m	4.2672
管数 Tube number	159
管道间距 Tube pitch / mm	19.685
管道外径 Outer diameter of tube / mm	12.7
管道厚度 Tube thickness / mm	1.067
有效换热面积 Effective heat transfer surface / m^2	25.9
管板厚度 Tube sheet thickness / mm	38.1

1.2　设计工况与运行参数

MSRE-PHX 设计工况[22]为：燃料盐（LiF-BeF_2-ThF_4-UF_4-ZrF_4，70-23-1-1-5 mol%）以 662.78 ℃的温度进入换热器后被冷却到 635 ℃，体积流量为 0.075708 $m^3 \cdot s^{-1}$；冷却盐（LiF-BeF_2，66-34 mol%）以 551.67 ℃的温度进入换热器后被加热到 593.33 ℃，体积流量为 0.053627 $m^3 \cdot s^{-1}$。MSRE-PHX 的运行功率是由燃料

盐系统和冷却盐系统的热平衡计算来确定的，由于在设计阶段采用的熔盐物性有较大偏差，MSRE-PHX 的传热性能不如预期，限制了 MSRE 的全功率输出（设计值为 10MW）。表 2 是 MSRE-PHX 的部分运行参数，表 3 是 MSRE-PHX 设计阶段使用的物性和实际物性的对比[14]，其中，当前冷却盐 FLiBe 的推荐值由文献[7]中获得，将在后续计算中使用。

表 2 MSRE-PHX 的运行参数
Table 2 Operating parameters of the MSRE-PHX

参数 Parameter	壳侧 Shell side	管侧 Tube side	来源 Source
入口温度 Inlet temperature ^{a} / °C	662.78	551.67	ORNL-TM-2098[23]，1968
出口温度 Outlet temperature ^{a} / °C	635	593.33	ORNL-TM-2098，1968
质量流量 Mass flow ^{b,c} / $kg \cdot s^{-1}$	171.24	105.75	ORNL-TM-2098，1968
压降 Pressure drop ^{c} / kPa	165.5	199.9	ORNL-TM-2098，1968
单侧换热系数 Heat transfer coefficient of each side ^{c} / $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	8499.9	11293.46	ORNL-TM-3039[24]，1973
总换热系数 Overall Heat transfer coefficient ^{c} / $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	3724.74		ORNL-TM-3039，1973

a：设计值

b：由设计值推算

c：测量值

表 3 MSRE-PHX 中的熔盐热物性
Table 3 Thermal properties of molten salts in MSRE-PHX

热物性 Thermal property	燃料盐 原始值 Original values of fuel salt	冷却盐 原始值 Original values of coolant salt	燃料盐 修正值 Corrected values of fuel salt	冷却盐 修正值 Corrected values of coolant salt	冷却盐 推荐值 Recommended values of coolant salt
热导率 Thermal conductivity / $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	4.76	6.06	1.44	1.14	1.1
粘度 Viscosity / cP	7.4	8.27	7.73	9.76	$0.16\exp(3755/T[K])$
密度 Density / $kg \cdot m^{-1}$	2471.66	1922.22	2261.81	1971.88	$2413-0.488\times T[K]$
比热容 Specific capacity / $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	1924.64	2384.88	1981.12	2414.17	2386

在修正了熔盐物性数据后，其热平衡计算得出的名义满功率为 8MWt。但是，研究人员在分析了燃料盐中铀和钚同位素组成的变化后，发现实际功率比 8MWt 的满功率要低 7%~10%。在当时的研究中，ORNL 尝试对这部分功率偏差做出解释，认为最可能的偏差来源是冷却盐的流量测量问题[25]。

在上世纪 60 年代的实验条件下，冷却盐的流量测量出现误差是可以理解的。除此之外，对 MSRE-PHX 运行性能的观测和分析表明，传统的传热关系式也适用于熔盐传热。在超过 14000 小时的运行时间内，在 MSRE 的运行条件下，熔盐没有对换热器的结构材料（Hastelloy-N 合金）产生明显的腐蚀或者结垢现象，因为实际观测表明 MSRE-PHX 的传热能力相当稳定，未因腐蚀、结垢、旁路或流动限制而下降。这说明 MSRE-PHX 的结构设计和材料选择都是合理和有效的。在设计阶段使用有较大偏差的熔盐热物性数据是 MSRE-PHX 实际传热性能不如预期的主要原因，而冷却盐的流量测量误差是 MSRE-PHX 的实际传热功率低于名义功率的最大可能原因。

2 研究方法

2.1 理论计算方法

管壳式换热器的理论计算可以分为管侧和壳侧两方面。本文中，管侧计算采用 Gnielinski 方法[26]；带有折流板的壳侧采用两种计算方法：Kern 法和 Bell-Delaware 法[27]。其中 Kern 法诞生于 1950 年，是

MSRE-PHX 在设计阶段采用的方法；Bell-Delaware 法诞生于 1963 年，是目前公开发表的各种方法中最先进的一种。

2.1.1 壳侧计算- Kern 法

Kern 法基于采用标准公差制造的商用管壳式换热器的大量实验研究，是一种经典的换热器设计方法，它的主要优点是简单易用，缺点是计算壳侧传热系数和压降时忽略了壳侧的泄露流影响。

由于壳侧的流动截面积沿壳体长度变化，Kern 法中的壳侧流速 v_s 根据壳侧错流面积 A_s 计算。壳侧的等效直径 D_e 则随管束排列方式不同，MSRE-PHX 中的管束排列为等边三角形，因此：

$$D_e = \frac{4\left(\frac{P_t}{2}0.87P_t - 0.5\pi\frac{{d_o}^2}{4}\right)}{\pi\frac{d_o}{2}} \tag{1}$$

壳侧错流面积 A_s：

$$A_s = \frac{(P_t - d_o)D_s l_{b,c}}{P_t} \tag{2}$$

因此可以分别计算出壳侧质量流速 $G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s}$ 和流速 $v_s = \frac{G_s}{\rho_s}$，以及雷诺数 $Re = \frac{G_s D_e}{\mu_s} = \frac{v_s D_e \rho_s}{\mu_s}$。Kern 法中的努塞尔数 Nu_s 表达形式为：

$$Nu_s = \frac{h_s D_e}{\lambda_s} = j_h \mathrm{Re}_s {\mathrm{Pr}_s}^{1/3}\left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{3}$$

对于壳侧压降，Kern 法同样给出基于壳侧雷诺数的无量纲摩擦系数 j_f，因此：

$$\Delta P_s = 8 j_f\left(\frac{D_s}{D_e}\right)\left(\frac{L}{l_{b,c}}\right)\frac{\rho v_s^2}{2}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} \tag{4}$$

2.1.2 壳侧计算-Bell-Delaware 法

Bell-Delaware 法中考虑了影响壳侧流体分布的诸多因素，更为精确。其设计方法以 Tinker 提出的流动模型为基础，将壳侧流体分为 5 股流路，如图 2 所示。

这 5 股流路分别为：

流路 A：折流板管孔与管子之间的泄露流；

流路 B：错流，与不考虑泄露流路的理想流路方向相同，是影响壳侧传热和流动阻力的主要流路；

流路 C：管束外围和壳内壁之间的旁流；

流路 E：折流板和壳内壁之间的泄露流；

流路 F：管程分程隔板中间位置的旁流。

在设计管壳式换热器时，为了获得更好的传热效果，流路 B 的占比应越大越好。

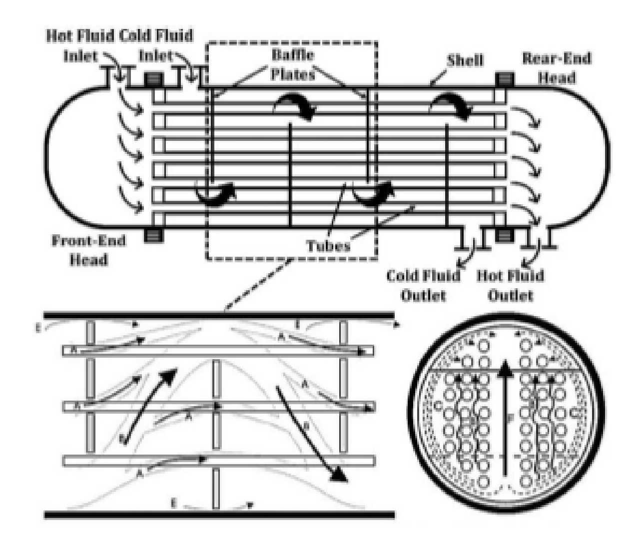


图 2 管壳式换热器壳侧流路示意图[28]
Fig. 2 Flow diagram of shell side in a STHE

1. 壳侧单弓形折流板和管束布置结构中的几何参数计算公式如下：

错流截面积 s_m 可以表示为：

$$S_m = l_{b,c}\left[(D_s - D_{otl}) + \frac{(D_{otl} - d_o)}{P_n}(P_t - d_o)\right] \tag{5}$$

其中，P_n 是垂直于流动方向的管间距。

穿过管束最外层管子中心的假想圆的直径 D_{ctl}：

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \tag{6}$$

折流板切口与管束直径相交对应的中心张角 θ_{ctl}：

$$\theta_{ctl} = 2\cos^{-1}\left[\frac{D_s(1-2B_c)}{D_{ctl}}\right] \tag{7}$$

其中 B_c 是缺口高度与壳体内径的比值。

折流板缺口区管子数占管子总数的比值：$F_w = \frac{1}{2\pi}(\theta_{ctl} - \sin\theta_{ctl})$；两折流板缺口区之间的错流区中的管子数与管子总数的比值：$F_c = 1 - 2F_w = 1 + \frac{1}{\pi}(\sin\theta_{ctl} - \theta_{ctl})$。

两折流板缺口区之间的错流区内错流方向上的管子行数：$N_c = \frac{D_s(1-2B_c)}{P_p}$；缺口区内暴露于错流的有效管子行数：$N_{cw} = \frac{0.8(B_c)D_s}{P_p}$。

上式中，由于缺口区的流动部分平行于管子轴线，部分垂直于管子轴线，因此取系数 0.8。P_p 是错流方向上的管间距。

对于流路 A，即折流板管孔与管子之间的泄露流的面积 S_{tb} 可由下式计算：

$$S_{tb} = 0.5\left[\frac{\pi}{4}\left((d_o + 2\delta_{tb})^2 - d_o^{\ 2}\right)\right]N_t(1 + F_c) \tag{8}$$

δ_{tb}是折流板孔与管外径之间的直径间隙，未知时可按 TEMA 标准取 0.8 或者 0.4。

对于流路 E，即折流板与壳内壁之间的泄露流，其泄露面积可以表示为

$$S_{sb}=D_s\delta_{sb}(\pi-0.5\theta_{ds}) \tag{9}$$

其中，$\theta_{ds}=2\cos^{-1}(1-2B_c)$；$\delta_{sb}$ 是折流板直径与壳内径之间的直径间隙，可按此式计算：$\delta_{sb}=0.8+0.002D_s$。

对于流路 C，即管束与壳内壁之间的泄露流，其截面积为：

$$S_b=l_{b,c}(D_s-D_o) \tag{10}$$

对于流路 B，即错流，通过缺口区的净错流截面积为总错流截面积减去管子所占的截面积之值：

$$S_w=\frac{1}{8}{D_s}^2(\theta_{ds}-\sin\theta_{ds})-\frac{1}{4}N_tF_w\pi{d_o}^2 \tag{11}$$

在 Bell-Delaware 方法中，为了更接近实际流动，首先要计算壳侧流动垂直于管束的理想错流条件下的传热系数和摩擦系数，然后将理想情况下所得结果乘以根据流路校正因子，从而得到最终结果。

壳侧传热系数为：

$$h_s=h_{ideal}j_cj_lj_bj_sj_r \tag{12}$$

式中，h_{ideal}是理想管束纯错流情况下的壳侧传热系数：

$$h_{ideal}=j_{ideal}c_{p,s}\left(\frac{m_s}{S_m}\right)\left(\frac{\lambda_s}{c_{p,s}\mu_s}\right)^{2/3}\left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}}\right)^{0.14} \tag{13}$$

其中，$j_{ideal}=a_1\left(\frac{1.33}{P_t/d_o}\right)^a{Re_s}^{a_2}$，$a=\frac{a_3}{1+0.14{Re_s}^{a_4}}$，$a_1$、$a_2$、$a_3$和$a_4$取自相关经验表格。

Bell-Delaware 方法中的特征长度为管外径d_o。壳侧质量流速$G_s=\dot{m}_s/S_m$，壳侧流速$v_s=G_s/\rho_s$，壳侧雷诺数$Re_s=\frac{\rho v_sd_o}{\mu_s}$。

2. 流路传热校正因子的计算：

折流板切口和跨距校正因子j_c：

$$j_c=0.55+0.72F_c \tag{14}$$

折流板与管子、壳内壁之间泄露流的校正因子j_l：

$$j_l=0.44(1-r_s)+[1-0.44(1-r_s)]exp(-2.2r_{lm}) \tag{15}$$

其中，$r_s=\frac{S_{sb}}{S_{sb}+S_{tb}},r_{lm}=\frac{S_{sb}+S_{tb}}{S_m}$。

管束流路 C 和流路 F 的旁路校正因子j_b：

$$j_b=\begin{cases}exp\left[-C_j\left(\frac{S_b}{S_m}\right)\left(1-\sqrt[3]{2r_{ss}}\right)\right] & \mathrm{r}_{ss}<0.5\\ 1 & \mathrm{r}_{ss}\ge 0.5\end{cases} \tag{16}$$

其中，$r_{ss}=N_{ss}/N_c$，当 Re<100 时，$C_j=1.35$，当 Re≥100 时，$C_j=1.25$，N_{ss}为密封挡板对数，N_c为两块折流板之间的错流管排数。

进出口传热校正因子 j_s：

$$j_s = \frac{(N_b - 1) + \left(l_{b,i} / l_{b,c}\right)^{1-n_1} + \left(l_{b,o} / l_{b,c}\right)^{1-n_1}}{(N_b - 1) + \left(l_{b,i} / l_{b,c}\right) + \left(l_{b,o} / l_{b,c}\right)} \tag{17}$$

其中，当 Re<100 时，$n_1 = 0.6$，当 Re≥100 时，$n_1 = 1/3$。

层流下逆向传热温差校正因子 j_r，仅在 Re<100 时才做考虑，本研究中并不涉及，因此取值为 1，不再赘述。

3. 压降计算

Bell-Delaware 方法中将壳侧压降分为三部分，分别是端部区（进出口区）错流管束压降 ΔP_e、非端部区错流管束压降 ΔP_c 和缺口区管束压降 ΔP_w，即：

$$\Delta P_s = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \tag{18}$$

非端部区错流压降 ΔP_c 的计算：

$$\Delta P_c = (N_b - 1)\Delta P_{ideal} R_l R_b \tag{19}$$

式中：ΔP_{ideal} 是理想情况下的错流压降：

$$\Delta P_{ideal} = 2\frac{f_{ideal} N_c G_s^2}{g_c \rho}\left(\frac{\mu_{w,s}}{\mu_s}\right)^{0.14} \tag{20}$$

其中，$f_{ideal} = b_1\left(\frac{1.33}{P_t / d_o}\right)^b Re_s^{b_2}$，$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 Re_s^{b_4}}$，$b_1$、$b_2$、$b_3$ 和 b_4 取自相关经验表格。

此外，g_c 是单位转换因子，值为 1；R_l 是泄露流路校正因子，$R_l = \exp[-1.33(1 + r_{ss}) r_l^p]$，$p = 0.8 - 0.15(1 + r_{ss})$；$R_b$ 是旁流校正因子，当 r_{ss} ＜0.5 时，$R_b = \exp\left[-C_r\left(S_b/S_m\right)\left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}}\right)\right]$，否则 R_b =1。对于 Re≥100，C_r =3.7。

对于缺口区压降，当 Re＞100 时，理想情况下的压降：

$$\Delta P_{w,ideal} = \frac{(2 + 0.6N_{cw})\dot{m}_s^2}{2 g_c \rho S_m S_w} \tag{21}$$

因此，实际缺口区压降：

$$\Delta P_w = N_b \Delta P_{w,ideal} R_l \tag{22}$$

对于端口区压降：

$$\Delta P_e = 2\Delta P_{ideal}\left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_b R_s \tag{23}$$

其中，$R_s = 0.5\left[\left(l_{b,c} / l_{b,i}\right)^{(2-n_2)} + \left(l_{b,c} / l_{b,o}\right)^{(2-n_2)}\right]$，$l_{b,i}$ 和 $l_{b,o}$ 分别是折流板进出口区域的距离。

2.2 HTRI Xchanger Suite

HTRI Xchanger Suite 是由美国传热研究协会（Heat Transfer Research Institute， HTRI）开发的专业换热器设计、校核和模拟软件。该软件基于半个多世纪以来收集的工业传热设备试验数据，能够灵活且严格的设计换热器的几何结构，从而利用 HTRI 独有的经验公式对换热器的性能进行精确评估[29]。

换热器的理论计算根据所需工况，使用通用的传热方程和物性数据来估算换热器的性能，并不考虑换热器内部的具体情况。 而 HTRI 作为专门的换热器设计计算软件，考虑了具体的换热器设计参数，如管束布局、管束尺寸、流体流动等，并将管程和壳程分成多个区间，并对每个区间进行独立的传热和流体力学迭代计算，因此可以更准确地估算换热器的性能，并考虑到换热器内部的具体情况。

2.3 CFD 仿真方法

为了能够更好的了解 MSRE-PHX 内的流动和传热机理，本研究中使用了商业 CFD 软件 Ansys Fluent 对 MSRE-PHX 进行了全尺寸建模和分析，对于该换热器中的流速、压力和温度场的具体分布和对换热器性能产生的影响进行了详细的探讨。此外，本研究中也计算了传热系数和压降等全局参数，并与基于经验关系式的理论计算和专业换热器设计软件 HTRI 进行比较分析，探索了对大型换热器进行全尺寸 CFD 建模和分析的可能性和局限性。

2.3.1 计算模型及物性参数

计算模型如图 1 所示，计算所用物性参数如表 3 所示。

2.3.2 边界条件

数值模拟中的边界条件设置如下：

入口边界：两入口均为质量流量入口。

出口边界：压力出口。

壁面边界：壳侧外壁面为无滑移的绝热壁面。

2.3.3 网格划分

MSRE-PHX 的计算域包括燃料盐流体域、冷却盐流体域和其余金属结构组成的固体域。

由于 MSRE-PHX 尺寸大（约为 2.5m*0.5m*0.5m）、管束多（159 根 U 形管），在经多次试验后，本研究中采用商业软件 Fluent Meshing 对模型进行网格划分。Fluent Meshing 的特点是具有网格划分速度高，网格处理灵活度高，并且能够生成基于“马赛克”网格技术的 Poly-Hexcore 体网格，尽可能提升体网格中六面体的数量，从而提升求解效率和精度[30]。

为尽可能准确模拟熔盐在换热器内的流动，在壳体内壁、管束等流体域与固体域交界处设置边界层网格。对于边界层网格，Fluent Meshing 同样可以运用“马赛克”技术，实现壁面附近的层状 Poly 网格、过渡区域的纯 Poly 网格和核心区域的六面体网格过渡，进一步提升网格整体质量，且有效降低网格总体数量与求解时间。网格示意图如图 3 所示。

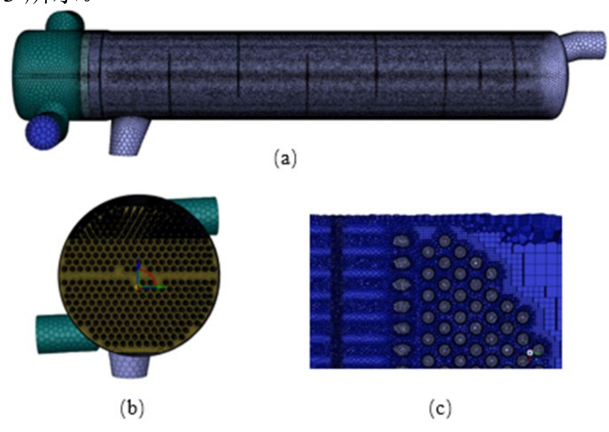


图 3 MSRE-PHX 的网格划分示意图
Fig.3 Meshing of MSRE-PHX

2.3.4 网格无关性分析和求解控制设置

网格划分数量分别为 38957352、55713541 和 74893211 时，以迭代残差和质量流量、温度平衡为收敛条件，计算迭代约 5000 次后达到收敛，壳侧出口温度分别为 637.5、639.61 和 639.4℃，综合考虑计算资源和时间，选择网格数量为 55713541 时，迭代 10000 次的计算结果进行分析。

在计算时选择 COUPLED 算法来求解，该算法可用更少的迭代次数收敛。计算收敛的判断准则是各项

物理量的迭代残差，为保证完全收敛，对迭代残差标准统一设置为小于 10^{-12}。除了监视迭代残差，对进出口的质量流量和温度进行同步监视，以辅助判断收敛。

3 结果和讨论

3.1 理论计算校核结果

表 4 是 MSRE-PHX 的理论校核结果。在传热系数方面，MSRE-PHX 实验所测得的总换热系数的平均值为 3724.74W·m^{-2}·K^{-1}，Bell-Delaware 关系式计算得到的总换热系数为 4087.3W·m^{-2}·K^{-1}，高于实验测量值，Kern 关系式得到的总换热系数为 3506.3W·m^{-2}·K^{-1}，低于实验测量值。比较换热器两侧各自的换热系数，Gnielinski 计算得出的管侧换热系数与实验测量值相差在-14%以内，Kern 关系式和 Bell-Delaware 关系式计算的壳侧换热系数与实验测量值相比则分别相差 4.7%和 62%，即管侧的理论换热系数偏低，壳侧的理论换热系数偏高。由于 Gnielinski 关系式中并不考虑弯管内的换热，而弯管内湍流程度剧烈，实际传热增强。在壳侧，两种关系式都是对壳侧流体进行了理想化假设，导致换热系数的理论值高于实际值。Kern 关系式中并未考虑壳侧几何结构带来的流路变化，偏于保守，因此计算的换热系数较低，Bell-Delaware 关系式考虑的相对全面，但是在 MSRE-PHX 的实验中，实际的结构参数如 U 形管的排布方式、MSRE-PHX 设置的隔热层与理想假设差距很远，以及本文中管侧冷却盐采用的物性值也与当时实验计算换热系数时使用的不同，也导致了 Bell-Delaware 关系式的计算得到的换热系数高于实际值。

在压降方面，壳侧压降的实验值为 165.5 kPa，管侧压降的实验值为 199.9 kPa。需要说明的是，橡树岭实验室测量流量的方式是使用基于压差的文丘里管流量计，既然流量测量有误，那么压降的实验测量值应当仅作为参考。在表 4 中，管侧流量减小导致管侧压降减小，管侧压降的计算值分别为~211 和~177 kPa，与实验值的偏差在可以接受的范围内。至于壳侧压降， Kern 关系式计算的壳侧压降明显偏低（~140kPa），Bell-Delaware 关系式计算的壳侧压降明显偏高（~250kPa）。

表 4 MSRE-PHX 的理论校核结果
Table 4 Theoretical verification results of MSRE-PHX

参数 Parameter	管侧 Tube side Gnielinski	壳侧 Shell side Kern	管侧 Tube side Gnielinski	壳侧 Shell side Bell-Delaware
出口温度 Outlet temperature / °C	577.66	643.45	580.91	641.03
压降 Pressure drop / kPa	211.82	140.09	211.5	250.26
单侧换热系数 Heat transfer coefficient of each side / W·m^{-2}·K^{-1}	9742.9	8901.9	9808.1	13771.4
总换热系数 Heat transfer coefficient of each side / W·m^{-2}·K^{-1}	3506.3		4087.3	
总换热量 Total heat transfer rate / MW	6.5576		7.3774	

3.2 HTRI 模拟计算结果

图 4（a）-（e）展示了 MSRE-PHX 在 HTRI 中的分段计算结果。图 4（a）给出了管程和壳程流体的体积温度沿长度方向的逐步变化情况。图 4（b）中为管程和壳程流体在每个区间的压降值，可以看出两侧压降变化趋势总体平稳，但在壳侧入口处的压降达到 113kPa，其余区间的压降均低于 40kPa。图 4（c）中给出了两侧流体在流动过程中所传递的累计热量，传热总量为 8.1222MW。图 4（d）中为两侧流体在流动过程中的 Re 数，可以看出除了壳侧的入口段和出口段，主要换热长度区间中 Re 值变化不大。图 4（e）为两侧换热系数和总换热系数沿长度方向的变化，最终输出的管侧换热系数为 8012.1W·m^{-2}·K^{-1}，壳侧换热系数为 16536W·m^{-2}·K^{-1}，总换热系数为 3731.1W·m^{-2}·K^{-1}。

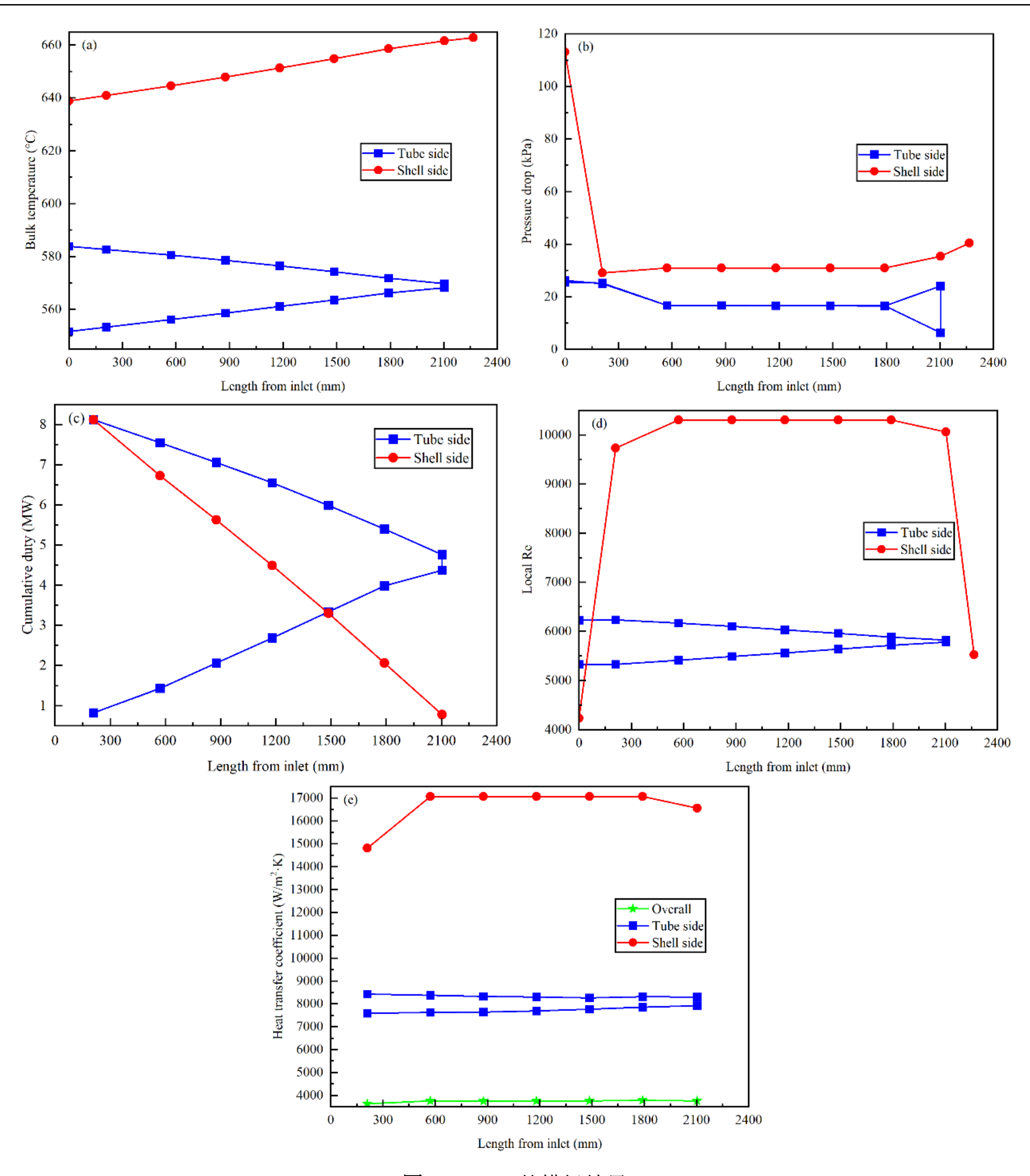


图 4 HTRI 的模拟结果

Fig. 4 Simulation results of HTRI

3.3 CFD 仿真结果

3.3.1 温度场分析

图 5 为 MSRE-PHX 的 MSRE-PHX 的温度分布云图（壳侧）和温度分布流线图（管侧），使用 CFD 仿真所得出的壳侧出口温度为 639.61℃， 管侧出口温度为 582.85℃。管侧冷却盐的温度分布趋势明显，冷却盐在 U 形管流动过程中不断吸收热量，温度从入口至出口逐步升高。而在壳侧，由于单弓形折流板的扰流作用，燃料盐周期性的横向冲刷管束，这种冲刷增强了湍流程度，从而增强了换热效果。每一块折流板的背流区，其温度都相对较低。其原因是折流板背流区存在回流现象，在这个区域，燃料盐的流动受到阻碍，无法与其它区域的燃料盐进行有效的热量交换。相反，这部分燃料盐会与管束以及管束内的冷却盐进行更多的热量交换，从而导致其温度相对低于其它区域的燃料盐。

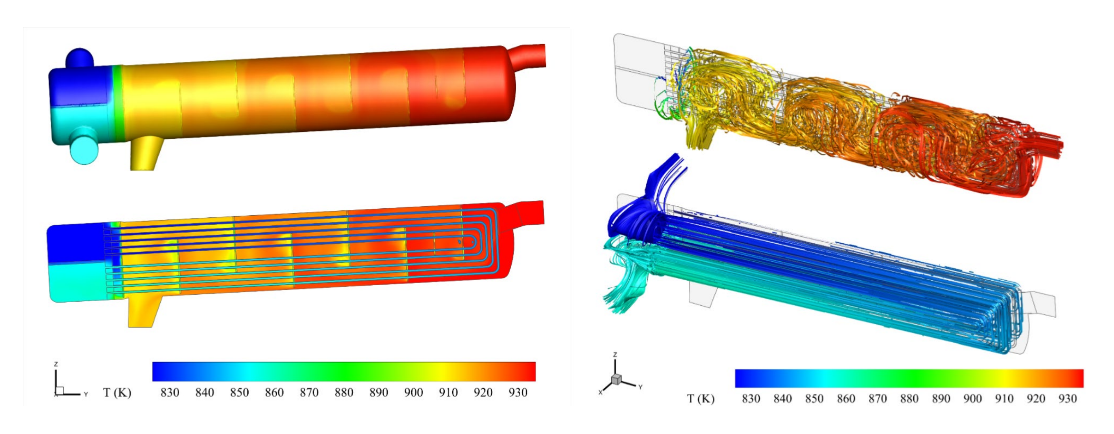


图 5 MSRE-PHX 的温度分布云图与流线图

Fig. 5 The cloud map of temperature distribution and flow paths colored with temperature of MSRE-PHX

3.3.2 压力场分析

图 6 为 MSRE-PHX 的压力分布云图（壳侧）和压力分布流线图（管侧）。由于折流板的存在，燃料盐在冲击折流板后流向发生显著变化，形成了较大的速度梯度。这是由于折流板的阻挡和扰流作用改变了流体的流动方向和速度，从而引起了速度的突变和梯度的产生。 此外，当燃料盐通过折流板时，其流通截面积会发生显著变化，这会导致燃料盐的流速发生相应的变化。这种流速的突变也会对流体的压力产生影响，从而产生较大的局部压损。 在折流板的背面，由于流体的阻挡和扰动，会形成一定的回流区。在这个区域，流体的流动方向和速度都会发生变化，这也会形成局部压损。 折流板的向流和背流处的压差对折流板的结构强度提出了一定的要求。如果折流板的结构强度不足，可能无法承受这种压差所产生的力，从而导致折流板的损坏。因此，在设计折流板时需要充分考虑其结构强度，以确保其能够在换热器的运行过程中保持稳定和安全。

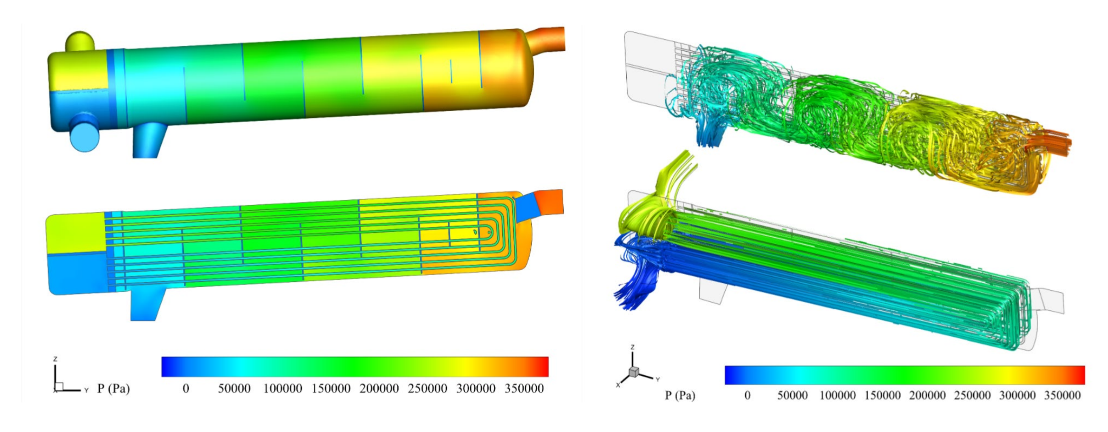


图 6 MSRE-PHX 的压力分布云图与流线图

Fig. 6 The cloud map of pressure distribution and Flow paths colored with pressure of MSRE-PHX

3.3.3 速度场分析

图 7 为 MSRE-PHX 的速度分布云图（壳侧）和速度分布流线图（管侧）。从图中可以看出，单弓形折流板的存在使 MSRE-PHX 的壳侧燃料盐呈现明显的周期性“Z”形流动。在折流板的圆缺处，燃料盐的流向与管束一致，即为顺流，此时速度梯度与温度梯度方向垂直，根据场协同理论，此时换热效果不佳；在折流板的向流区，燃料盐横向冲刷管束，即为错流区，此时速度梯度与温度梯度方向近乎一致，此时换热效果最好。

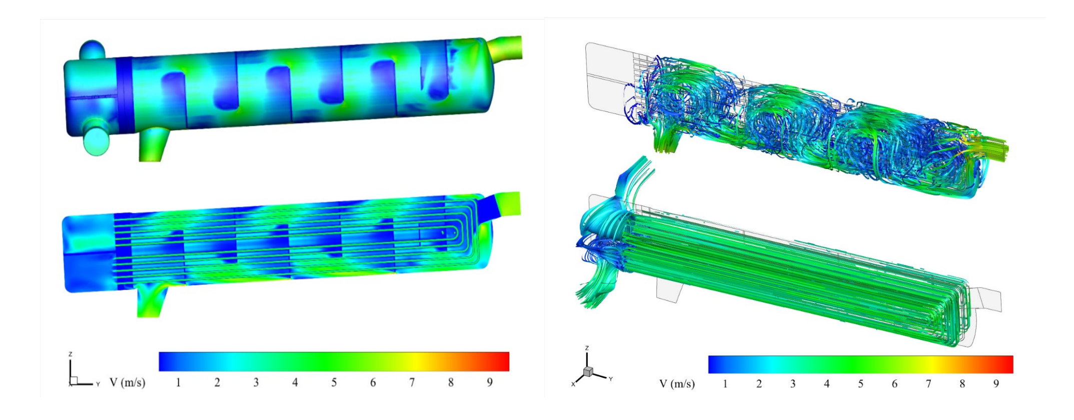


图 7 MSRE-PHX 的速度分布云图

Fig.7 The cloud map of velocity distribution and flow paths colored with velocity of MSRE-PHX

图 8 为 MSRE-PHX 的速度矢量图（壳侧）。可以看出，燃料盐流过折流板后，背流区的速度明显降低，对该区域的速度矢量放大观察，如图 8（a）所示，折流板背部可见明显回流区。此处燃料盐近乎停滞，形成所谓的流动“死区”，可能会产生较严重的结垢沉积问题，这也与温度和压力场的分布情况相呼应。折流板的小缺口形成了漏流区，该区域的存在使得该处的部分流体无需绕过折流板就能直接到达折流板的背流区，增加了顺流区域，减小横流引起的流致振动几率，降低了壳侧阻力，减缓了该处的结垢速率。总的来说，圆缺处的流速高于错流区的流速，而背流区的流速最低，这是壳侧装有单弓形折流板时的典型流动特征，这种现象会导致较大的压损产生，同时也会降低换热效率。此外，由图 8（b）可知，壳侧的最大流速出现在燃料盐撞击防冲板处。在入口区由于防冲板的作用，燃料盐被分为两股，并产生小的旋涡，流速也因此增加。燃料盐流过防冲板后，流速明显降低，因此对入口处的管束不会产生过大的冲击，从而降低了管束振动现象的产生。在燃料盐出口区，为了降低燃料盐的高温对管板的影响，设置了一个燃料盐滞留区，如图 8（c）。燃料盐经一狭窄入口进入该滞留区后，几乎停止流动，结合图 5 的温度分布，可以看出滞留区的燃料盐温度明显低于主流区的燃料盐温度，因此管板上不会产生大的温度梯度变化，从而保护了管板的结构完整性。

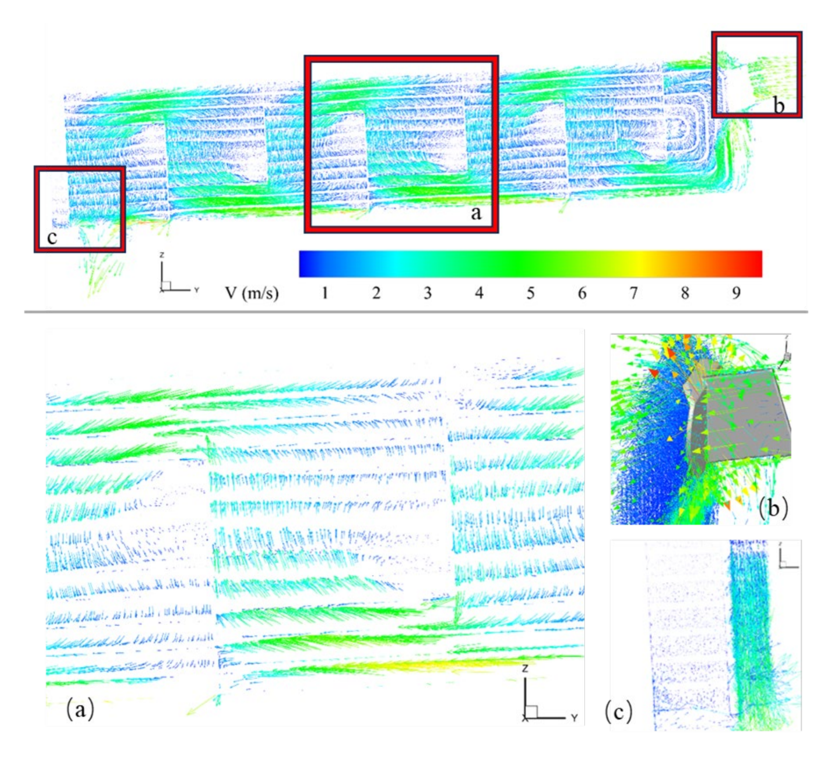


图 8 MSRE-PHX 的速度矢量图

Fig. 8 Velocity vector diagram of MSRE-PHX

3.4 结果对比分析

表 5 为 MSRE-PHX 实验与理论计算、HTRI 软件和仿真分析对比的汇总表。从表 5 可以看出，无论是总换热系数 U 还是换热量 Q，两种理论计算方法和两种仿真模拟的结果与实验结果的差异均在可接受范围内。其中 Kern 方法与 MSRE 实验所得的换热量相差最大，为 15%，HTRI 软件模拟与 MSRE 实验所得的总换热系数相差最小，为 0.16%。由此表明理论计算和仿真分析对 MSRE-PHX 性能预测均有相当的适用性和有效性。

首先，在传热方面，在换热器壳侧出口温度的预测上， HTRI 软件和 CFD 仿真的计算结果与 MSRE 实验结果的差距非常小，误差分别为 0.6%和 0.72%，说明对于复杂的壳侧流动，这两种方法的预测相当准确。而对于管侧的冷却盐出口温度，HTRI 软件和 CFD 仿真计算值与 MSRE 实验结果相比稍低，误差分别为-1.6%和-1.7%。

其次，在压降方面，对于壳侧压降和管侧压降，理论计算和仿真分析的结果均比实验结果高。MSRE-PHX 的报告中提到由于壳侧入口和出口处存在较大的压损，实际压降可能会达到实验值的两倍，这种现象与 HTRI 和 CFD 仿真的结果一致，因为在 HTRI 中壳侧入口的压降达到 113kPa，在 CFD 仿真中壳侧入口的压降达到 349.03kPa。此外，当时实验条件的限制（如熔盐对测量仪器的腐蚀）也可能导致所测数据的偏差，导致实验结果与理论或仿真分析的预测结果存在差异。

最后，分别使用理论计算、HTRI 软件和 CFD 仿真三类四种方法对 MSRE-PHX 的性能进行分析并汇总后，可以发现， HTRI 软件模拟和 CFD 仿真的结果与实验数据最为接近，而 Kern 方法作为一种保守的理论计算方法，与实验结果最为偏离。这说明 Kern 方法在换热器计算中存在的一些假设或简化会使结果与实际运行性能产生较大偏差，而 HTRI 软件和 CFD 方法可以更好地模拟复杂的流动和传热过程。作为一种改进的理论计算方法，Bell-Delaware 方法与同样基于流路分析法的 HTRI 软件计算结果较为接近，但是计算过程十分繁琐。HTRI 软件和 CFD 仿真分析相对更为精确，却也存在差异。HTRI 软件相较于 CFD 仿真更为简便，尤其是在换热器结构是商业上成熟的型式时，HTRI 软件非常适合用作工程设计参考。而要深入研究换热器内部的温度分布和流动特征，特别在采用新兴传热工质、新型流场结构设计新式换热器时，需要使用 CFD 仿真方法。CFD 方法需要更多的计算资源，但能够给出更加精确详细和直观的信息。

表 5 MSRE-PHX 实验与理论计算、仿真分析对比
Table 5 The comparison of experiment results with theoretical calculation and simulation analysis of MSRE-PHX

参数 Parameter	MSRE	Kern	偏差 Discrepancy	Bell	偏差 Discrepancy	HTRI	偏差 Discrepancy	CFD	偏差 Discrepancy
壳侧出口温度 Outlet temperature of shell side / ℃	635	-	--	-	-	638.85	-	639.61	-
管侧出口温度 Outlet temperature of tube side / ℃	593.33	-	-	-	-	583.84	-	582.8	-
壳侧压降 Pressure drop of shell side / kPa	165.48	192.9	16.56%	222.4	34.4%	372.26	124.96%	349.03	110.92%
管侧压降 Pressure drop of shell side / kPa	199.96	310.27	55.17%	310.27	55.17%	298.13	49.09%	226.54	13.29%
总换热系数 Heat transfer coefficient of each side / $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	3725	3444.23	-7.54%	3990.09	7.12%	3731.1	0.16%	3510.15	-5.77%
总传热量 Total heat transfer rate / MW	8	6.8	15%	7.89	-1.38%	8.12	1.5%	7.86	-1.75%

4 结论

本文以美国橡树岭国家实验室 10MWt 熔盐堆用的主换热器为研究对象，基于该换热器的设计参数，应用管壳式换热器的理论计算方法(包括 Kern 方法和 Bell-Delaware 方法)、换热器设计软件 HTRI Xchanger Suite 和 CFD 仿真方法对换热器的关键性能指标（如换热系数、压降和换热功率）分别进行了计算分析，

得到以下结论：

1. 首先，对两种理论计算、HTRI软件及CFD仿真模拟等三种换热器的设计方法进行了详细的分析，三种设计方法的结果与实验结果的差异均在可接受范围内。其中Kern方法与MSRE实验所得的换热量相差最大，为15%，HTRI软件模拟与MSRE实验所得的总换热系数相差最小，为0.16%，表明理论计算、HTRI软件及CFD仿真分析对MSRE-PHX性能预测均有相当的适用性和有效性。
2. 其次，通过对理论计算、HTRI软件及CFD仿真模拟等三种换热器的设计方法在熔盐换热器的传热性能和压降性能方面进行的比较分析，HTRI软件和CFD仿真的温度计算结果与MSRE实验结果的差距非常小，最大误差分别为-1.6%和-1.7%。对于壳侧压降和管侧压降，理论计算和仿真分析的结果均比实验结果高。
3. 最后，综合本文分析，HTRI软件模拟和CFD仿真的结果与实验数据最为接近，而Kern方法作为一种保守的理论计算方法，与实验结果最为偏离。其中，HTRI软件相较于CFD仿真更为简便，尤其是在换热器结构是商业上成熟的型式时，HTRI软件非常适合用作工程设计参考。为后续熔盐换热器的设计提供参考。

作者贡献声明 崔蕾负责提出研究思路，制定论文框架，进行数据处理、分析及文章撰写；陈玉爽负责完善研究辅助指导，完善细节，审阅并提出文章修改建议；钟雨负责提出文章修改建议；孙强负责进行文章审阅；文章郭威负责文章审阅与修订，研究进度监督；蔡翔舟负责研究方案指导，完善研究思路。

参考文献

1 蔡翔舟, 戴志敏, 徐洪杰. 钍基熔盐堆核能系统[J]. 物理, 2016, 45(9): 578-590. DOI: 10.7693/wl20160904.

CAI Xiangzhou, DAI Zhimin, XU Hongjie. Thorium molten salt reactor nuclear energy system[J]. PHYSICS, 2016, 45(9): 578-590. DOI: 10.7693/wl20160904.

2 王建强，戴志敏，徐洪杰. 核能综合利用研究现状与展望[J]. 中国科学院院刊，2019，34(4): 460-468. DOI：10.7693/wl20160904.

WANG Jianqiang, DAI Zhimin, XU Hongjie. Research Status and Prospect of Comprehensive Utilization of Nuclear Energy. Bulletin of Chinese Academy of Sciences, 2019, 34(4): 460-468. DOI：10.7693/wl20160904.

3 杨俊康，王凯，赵鹏程，等. 铅铋反应堆新型双层换热管式主热交换器设计与优化分析[J]. 核技术，2023，46(10): 103-113. **DOI**: 10.11889/j.0253-3219.2023.hjs.46.100606.

YANG Junkang, WANG Kai. ZHAO Pengcheng, et al. Design and optimization analysis of a new double-layered tube-type main heat exchanger for lead-bismuth reactors[J]. Nuclear Techniques, 2023, 46(10): 103-113. DOI: 10.11889/j.0253-3219.2023.hjs.46.100606.

4 Powers W D, Cohen S I, Greene N D. Physical Properties of Molten Reactor Fuels and Coolants [J]. Nucl Sci Eng, 1963, 17(2): 200-211.

5 Cantor S, Cooke J W, Dwokin A S. Physical Properties of Molten-salt Reactor Fuel, Coolant, and Flush Fuel [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1968.

6 Cantor S. Density and Viscosity of Several Fluoride Molten Salt Mixtures [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1973.

7 Romatoski R R, Hu L W. Fluoride salt coolant properties for nuclear reactor applications: A review [J]. Annals of Nuclear Energy, 2017, 109: 635-647.

8 Hoffman H W. Turbulent forced convection heat transfer in circular tubes containing molten sodium hydroxide [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1952.

9 [Hoffman H W, Lones J. Fused salt heat transfer. part ii. forced convection heat transfer in circular tubes containing NaF-KF-LiF eutectic [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1955.

10 Cooke J W, Cox B. Forcerd-convection heat transfer measurements with a molten fluoride salt mixture flowing in a smooth tube [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1973.

11 Bin L, Yu-ting W, Chong-fang M, et al. Turbulent convective heat transfer with molten salt in a circular pipe [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009, 36(9): 912-916.

12 杨洋, 邹杨, 陈金根, 等. 环形通道加热器内 FLiNaK 盐的流动与传热特性研究[J]. 核技术, 2022, 45(07): 109-117. DOI: 10.11889/j.0253-3219.2022.hjs.45.070604.

YANG Yang, ZOU Yang, CHEN Jingen, et al. Flow and heat transfer characteristics of FLiNaK salt in an annular channel heater[J]. Nuclear Techniques, 2022, 45(07): 109-117. DOI: 10.11889/j.0253-3219.2022.hjs.45.070604.

13 刘晨, 李启明, 邹杨, 等. 翼型翅片 PCHE 的结构参数优化与流动传热的数值模拟[J]. 核技术, 2021, (011): 044. **DOI**: 10.11889/j.0253-3219.2021.hjs.44.110602.

LIU Chen, LI Qiming, ZOU Yang, et al. Optimization of structural parameters and thermal-hydraulic numerical simulation of printed circuit heat exchanger with airfoil fins[J]. Nuclear Techniques, 2021, (011): 044. DOI: 10.11889/j.0253-3219.2021.hjs.44.110602.

14 Gabard G H, Kedl R J, Piper H B. Heat Transfer Performance of the MSRE Main Heat Exchanger and Radiator [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1967.

15 Akner M. Validating results from the Molten Salt Reactor Experiment by use of turbulent CFD simulations: A study of a modified U-tube shell-and-tube primary heat exchanger and radiator with molten salts [D], 2021.

16 He S, Lu J, Ding J, et al. Convective heat transfer of molten salt outside the tube bundle of heat exchanger [J]. Exp Therm Fluid Sci, 2014, 59: 9-14.

17 钱进. 钍基熔盐堆换热器的实验与数值研究[D], 北京：中国科学院大学, 2017.

Qian Jin. Experimental and numerical investigation of molten salt heat exchanger for TMSR project, Beijng: University of Chinese Academy of Sciences, 2017.

18 Chen Y-S, Tian J, Sun S-D, et al. Characteristics of the laminar convective heat transfer of molten salt in concentric tube [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 125: 995-1001.

19 Chen Y S, Zhu H H, Tian J, et al. Convective heat transfer characteristics in the laminar and transition region of molten salt in concentric tube [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 117: 682-688.

20 Chen Y S, Tian J, Fu Y, et al. Experimental study of heat transfer enhancement for molten salt with transversely grooved tube heat exchanger in laminar-transition-turbulent regimes[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 132: 95-101.

21 陈玉爽, 田健, 丁梦婷, 等. 基于流热固耦合的U型管式熔盐换热器温度场与应力场分析[J]. 核技术, 2023, 46(1): 8. DOI: 10.11889/j.0253-3219.2023.hjs.46.010604.

CHEN Yushuang, TIAN Jian, DING Mengting, et al. Temperature field and stress field analysis of molten salt U-tube heat exchanger based on fluid-thermal-solid coupling method[J]. Nuclear Techniques, 2023, 46(1): 8. DOI: 10.11889/j.0253-3219.2023.hjs.46.010604.

22 Robertson R C. MSRE Design & Operations Report Part 1 Description of Reactor Design [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1965.

23 Ked1 R J, McGlothlan C K, Tube vibration in MSRE PHX [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1968.

24 Guymon R H. MSRE systems and components performance [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1973.

25 Gabbard C H. Reactor power measurement and heat transfer performance in the molten salt reactor experiment [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge Laboratory, 1970.

26 Gnielinski V. New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow [J]. Intchemeng, 1976, 16(2): 8-16.

27 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计(第 4 版) [M]. 南京: 东南大学出版社, 2009.

Shi Meizhong, Wang zhongzheng. Heat Exchanger Principles and Design (4th Edition) [M]. Nanjing: Southeast University Press, 2009.

28 Shah R K, Sekulic D P. Fundamentals of heat exchanger design [M]. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2007.

29 HTRI Design Manual [EB/OL]. https://www.htri.net/design-manual.

30 赵静, 王军, 尤建华. 基于流场分析的常用商业网格生成软件特点的对比[J]. 中国科技期刊数据库 工业 A, 2023,

(4): 3.

Zhao Jing, Wang Jun, You Jianhua. Comparison of the characteristics of common commercial mesh generation software based on flow field analysis[J]. China Science and Technology Journal Database Industry A, 2023, (4): 3.